

PCT/JP03/07847
Rec'd PCT/PTO 03 DEC 2004

22.07.03

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

REC'D 05 SEP 2003

WIPO PCT

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 2002年 6月21日
Date of Application:

出願番号 特願2002-180855
Application Number:

[ST. 10/C] : [JP2002-180855]

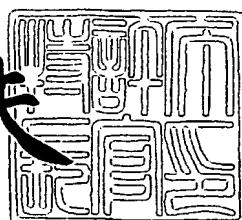
出願人 本田技研工業株式会社
Applicant(s):

PRIORITY DOCUMENT
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH
RULE 17.1(a) OR (b)

2003年 8月21日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今井康夫



BEST AVAILABLE COPY

出証番号 出証特2003-3068257

【書類名】 特許願
【整理番号】 H102138101
【提出日】 平成14年 6月21日
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 F04C 18/344
【発明の名称】 膨張機
【請求項の数】 2
【発明者】
【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
【氏名】 牧野 博行
【発明者】
【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
【氏名】 大蔵 耕平
【特許出願人】
【識別番号】 000005326
【氏名又は名称】 本田技研工業株式会社
【代表者】 吉野 浩行
【代理人】
【識別番号】 100071870
【弁理士】
【氏名又は名称】 落合 健
【選任した代理人】
【識別番号】 100097618
【弁理士】
【氏名又は名称】 仁木 一明

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 003001

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 膨張機

【特許請求の範囲】

【請求項1】 ケーシング(11)と、

ケーシング(11)に回転自在に支持されたロータ(22)と、

ロータ(22)にその軸線(L)を囲むように環状に配置されたアキシャルピストンシリンダ群(56)と、

前記軸線(L)に対して所定角度傾斜する軸線(L1)を有してケーシング(11)に回転自在に支持された斜板(31)と、

を備え、

アキシャルピストンシリンダ群(56)のピストン(42)の先端に形成した球状凸部(61a)を、斜板(31)に該斜板(31)の軸線(L1)を同心に囲むように形成した球状凹部(31a)に当接させ、

アキシャルピストンシリンダ群(56)のピストン(42)およびシリングダスリープ(41)間に区画された膨張室(43)にロータリバルブ(71)を介して高温高圧蒸気を供給することでロータ(22)を回転駆動する膨張機において、

斜板(31)の球状凹部(31a)とピストン(42)の球状凸部(61a)との接点軌跡(T)を、アキシャルピストンシリンダ群(56)の膨張行程側にオフセットしたことを特徴とする膨張機。

【請求項2】 斜板(31)の軸線(L1)をロータ(22)の軸線(L)に対してアキシャルピストンシリンダ群(56)の排気行程側にオフセットしたことを特徴とする、請求項1に記載の膨張機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ケーシングに回転自在に支持したロータにその軸線を囲むようにアキシャルピストンシリンダ群を環状に配置し、アキシャルピストンシリンダ群のピストンの先端に形成した球状凸部を斜板に形成した球状凹部に当接させた膨張

機に関する。

【0002】

【従来の技術】

アキシャルピストンシリンダ群のピストンの先端に形成した球状凸部を斜板に形成した球状凹部に当接させた油圧装置が、特開昭61-274166号公報により公知である。球状凸部および球状凹部を当接させることにより、両者の当接部の面圧を低下させるとともに、斜板とピストンとの相対回転を防止することができ、斜板およびピストンの摩耗低減に寄与することができる。しかもピストンによって斜板に調芯作用が与えられるので、斜板を支持する斜板ホルダの負荷を軽減して耐久性の向上を図ることができる。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

ところでアキシャルピストンシリンダ群を支持するロータの軸線に対して斜板の軸線が傾斜しているため、斜板の軸線を中心とする円周上に複数の球状凹部を配置しても、それらの球状凹部に対する複数のピストンの球状凸部の接点の軌跡は楕円状となる。つまり各ピストンの球状凸部が斜板の球状凹部に当接する接点は、ピストンの軸線および球状凹部の軸線から偏心した位置となり、斜板の球状凹部からピストンの球状凸部が受ける荷重の方向はピストンの軸線の方向からずれることになる。その結果、ピストンに曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重が作用し、それらの曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重によってピストンおよびシリンダの摺動面にコジリが発生して摺動抵抗の増加や異常摩耗の発生の原因となる問題があった。

【0004】

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、膨張機のピストンが斜板から受ける曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重を低減して摺動抵抗の増加や異常摩耗の発生を最小限に抑えることを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために、請求項1に記載された発明によれば、ケーシング

と、ケーシングに回転自在に支持されたロータと、ロータにその軸線を囲むよう
に環状に配置されたアキシャルピストンシリンダ群と、前記軸線に対して所定角
度傾斜する軸線を有してケーシングに回転自在に支持された斜板とを備え、アキ
シャルピストンシリンダ群のピストンの先端に形成した球状凸部を、斜板に該斜
板の回転軸線を同心に囲むように形成した球状凹部に当接させ、アキシャルピ
ストンシリンダ群のピストンおよびシリンダスリーブ間に区画された膨張室にロー
タリバルブを介して高温高圧蒸気を供給することでロータを回転駆動する膨張機
において、斜板の球状凹部とピストンの球状凸部との接点軌跡を、アキシャルピ
ストンシリンダ群の膨張行程側にオフセットしたことを特徴とする膨張機が提案
される。

【0006】

上記構成によれば、アキシャルピストンシリンダ群を備えた膨張機の斜板の球
状凹部とピストンの球状凸部との接点軌跡を、アキシャルピストンシリンダ群の
膨張行程側にオフセットしたので、ピストンの速度が大きくなり、かつピストン
と斜板との接点の面圧が大きくなる膨張行程の中間領域で、斜板の球状凹部とピ
ストンの球状凸部との接点の位置を球状凹部の軸線およびピストンの軸線にでき
るだけ接近させ、ピストンに作用する曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重を
軽減して摺動抵抗の増加や異常摩耗の発生を最小限に抑えることができる。

【0007】

また請求項2に記載された発明によれば、請求項1の構成に加えて、斜板の軸
線をロータの軸線に対してアキシャルピストンシリンダ群の排気行程側にオフセ
ットしたことを特徴とする膨張機が提案される。

【0008】

上記構成によれば、斜板の軸線をロータの軸線に対してアキシャルピストンシ
リンダ群の排気行程側にオフセットするだけの簡単な構成で、斜板の球状凹部と
ピストンの球状凸部との接点軌跡をアキシャルピストンシリンダ群の膨張行程側
にオフセットすることができる。

【0009】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を、添付図面に示した本発明の実施例に基づいて説明する。

【0010】

図1～図17は本発明の一実施例を示すもので、図1は膨張機の縦断面図、図2は図1の2-2線断面図、図3は図1の3-3線矢視図、図4は図1の4部拡大図、図5は図1の5部拡大図、図6はロータの分解斜視図、図7は図4の7-7線断面図、図8は図4の8-8線断面図、図9は図4の9部拡大図、図10は図5の10-10線断面図、図11は図5の11-11線断面図、図12は図5の12-12線断面図、図13は図5の13-13線断面、図14は図4の14-14線矢視図、図15は作用説明図（オフセット有りの場合）、図16は作用説明図（オフセット無しの場合）、図17はオフセットの効果を説明するグラフである。

【0011】

図1～図9に示すように、本実施例の膨張機Mは例えばランキンサイクル装置に使用されるもので、作動媒体としての高温高圧蒸気の熱エネルギーおよび圧力エネルギーを機械エネルギーに変換して出力する。膨張機Mのケーシング11は、ケーシング本体12と、ケーシング本体12の前面開口部にシール部材13を介して複数本のボルト14…で結合される前部カバー15と、ケーシング本体12の後面開口部にシール部材16を介して複数本のボルト17…で結合される後部カバー18と、ケーシング本体12の下面開口部にシール部材19を介して複数本のボルト20…で結合されるオイルパン21とで構成される。

【0012】

ケーシング11の中央を前後方向に延びる軸線Lまわりに回転可能に配置されたロータ22は、その前部を前部カバー15に設けたボールベアリング23によって支持され、その後部をケーシング本体12に設けたボールベアリング24によって支持される。前部カバー15の後に2個のシール部材25、26およびノックピン27を介して嵌合する斜板ホルダ28が複数本のボルト29…で固定されており、この斜板ホルダ28にアンギュラボールベアリング30を介して斜板31が回転自在に支持される。斜板31の軸線L1は前記ロータ22の軸線L

に対して傾斜しており、その傾斜角は固定である。

【0013】

図14に最も良く示されるように、斜板31の軸線L1は、ロータ22の軸線Lに対して、後述するアキシャルピストンシリンダ群56の排気行程側（図中左側）に距離 α だけオフセットされている。

【0014】

ロータ22は、前記ボールベアリング23で前部カバー15に支持された出力軸32と、出力軸32の後部に相互に所定幅の切欠57, 58（図4および図9参照）を介して一体に形成された3個のスリープ支持フランジ33, 34, 35と、後側のスリープ支持フランジ35にメタルガスケット36を介して複数本のボルト37…で結合され、前記ボールベアリング24でケーシング本体12に支持されたロータヘッド38と、3個のスリープ支持フランジ33, 34, 35に前方から嵌合して複数本のボルト39…で前側のスリープ支持フランジ33に結合された断熱カバー40とを備える。

【0015】

3個のスリープ支持フランジ33, 34, 35には各々5個のスリープ支持孔33a…, 34a…, 35a…が軸線Lまわりに72°間隔で形成されており、それらのスリープ支持孔33a…, 34a…, 35a…に5本のシリンダスリープ41…が後方から嵌合する。各々のシリンダスリープ41の後端にはフランジ41aが形成されており、このフランジ41aが後側のスリープ支持フランジ35のスリープ支持孔35aに形成した段部35bに嵌合した状態でメタルガスケット36に当接して軸方向に位置決めされる（図9参照）。各々のシリンダスリープ41の内部にピストン42が摺動自在に嵌合しており、ピストン42の前端の球状凹部61aは斜板31に形成したディンプルよりなる球状凹部31aに当接するとともに、ピストン42の後端とロータヘッド38との間に蒸気の膨張室43が区画される。

【0016】

ロータ22と一体の出力軸32内部に軸線L上に延びるオイル通路32aが形成されており、このオイル通路32aの前端は径方向に分岐して出力軸32の外

周の環状溝32bに連通する。ロータ22の中央のスリープ支持フランジ34の径方向内側位置において、前記オイル通路32aの内周にシール部材44を介してオイル通路閉塞部材45が螺合しており、その近傍のオイル通路32aから径方向外側に延びる複数のオイル孔32c…が出力軸32の外周面に開口する。

【0017】

前部カバー15の前面に設けた凹部15aと、前部カバー15の前面にシール部材46を介して複数本のボルト47…で固定したポンプカバー48との間に配置されたトロコイド型のオイルポンプ49は、前記凹部15aに回転自在に嵌合するアウターロータ50と、出力軸32の外周に固定されてアウターロータ50に噛合するインナーロータ51とを備える。オイルパン21の内部空間はオイルパイプ52および前部カバー15のオイル通路15bを介してオイルポンプ49の吸入ポート53に連通し、オイルポンプ49の吐出ポート54は前部カバー15のオイル通路15cを介して出力軸32の環状溝32bに連通する。

【0018】

シリンダスリープ41に摺動自在に嵌合するピストン42はエンド部61、中間部62およびトップ部63からなる。エンド部61は斜板31の球状凹部31aに当接する球状凸部61aを有する部材であって、中間部62の先端に溶接で結合される。中間部62は大容積の中空空間62aを有する円筒状の部材であって、トップ部63に近い外周部に直径が僅かに減少した小径部62bを有しており、そこを半径方向に貫通するように複数のオイル孔62c…が形成されるとともに、小径部62bよりも前方の外周部に複数本の螺旋状のオイル溝62d…が形成される。膨張室43に臨むトップ部63は中間部62と一緒に形成されており、その内面に形成された隔壁63aと、その後端面に嵌合して溶接された蓋部材64との間に断熱空間65（図9参照）が形成される。トップ部63の外周には2本の圧縮リング66、66と1本のオイルリング67とが装着されており、オイルリング67が嵌合するオイルリング溝63bは複数のオイル孔63c…を介して中間部62の中空空間62aに連通する。

【0019】

ピストンのエンド部61および中間部62は高炭素鋼製、トップ部63はステ

ンレス製であり、そのうちエンド部61には高周波焼入れが、中間部62には焼入れが施される。その結果、斜板31に大きな面圧で当接するエンド部61の耐高面圧性と、厳しい潤滑条件でシリンドラスリープ41に摺接する中間部62の耐摩耗性と、膨張室43に臨んで高温高圧に晒されるトップ部63の耐熱・耐蝕性とが満たされる。

【0020】

シリンドラスリープ41の中間部外周に環状溝41b（図6および図9参照）が形成されており、この環状溝41bに複数のオイル孔41c…が形成される。シリンドラスリープ41の回転方向の取付位置に関わらず、出力軸32に形成したオイル孔32c…と、ロータ22の中央のスリープ支持フランジ34に形成したオイル孔34b…（図4および図6参照）とが環状溝41bに連通する。ロータ22の前側および後側のスリープ支持フランジ33, 35と断熱カバー40との間に形成された空間68は、断熱カバー40に形成したオイル孔40a…（図4および図7参照）を介してケーシング11の内部空間に連通する。

【0021】

ロータ22の前側のスリープ支持フランジ33の後にボルト37…で結合されたロータヘッド38の前側もしくは膨張室43…側に環状の蓋部材69が溶接されており、蓋部材69の背面もしくは後面に環状の断熱空間70（図9参照）が区画される。ロータヘッド38はノックピン55により後側のスリープ支持フランジ35に対して回転方向に位置決めされる。

【0022】

尚、5個のシリンドラスリープ41…と5個のピストン42…とは本発明のアキシャルピストンシリンドラ群56を構成する。

【0023】

次に、ロータ22の5個の膨張室43…に蒸気を供給・排出するロータリバルブ71の構造を、図5および図10～図13に基づいて説明する。

【0024】

図5に示すように、ロータ22の軸線Lに沿うように配置されたロータリバルブ71は、バルブ本体部72と、固定側バルブプレート73と、可動側バルブプ

レート74とを備える。可動側バルブプレート74は、ロータ22の後面にノックピン75で回転方向に位置決めされた状態で、オイル通路閉塞部材45（図4参照）に螺合するボルト76で固定される。尚、ボルト76はロータヘッド38を出力軸32に固定する機能も兼ね備えている。

【0025】

図5から明らかなように、可動側バルブプレート74に平坦な摺動面77を介して当接する固定側バルブプレート73は、バルブ本体部72の前面の中心に1本のボルト78で固定されるとともに、バルブ本体部72の外周部に環状の固定リング79および複数本のボルト80で固定される。その際に、固定リング79の内周に形成した段部79aが固定側バルブプレート73の外周にインロウ嵌合するように圧入され、かつ固定リング79の外周に形成した段部79bがバルブ本体部72の外周にインロウ嵌合することで、バルブ本体部72に対する固定側バルブプレート73の同軸性が確保される。またバルブ本体部72と固定側バルブプレート73との間に、固定側バルブプレート73を回転方向に位置決めするノックピン81が配置される。

【0026】

従って、ロータ22が回転すると、可動側バルブプレート74および固定側バルブプレート73は摺動面77において相互に密着しながら相対回転する。固定側バルブプレート73および可動側バルブプレート74は、カーボンやセラミクス等の耐久性に優れた材質で構成されており、更にまたその摺動面77に耐熱性、潤滑性、耐蝕性、耐摩耗性を有する部材を介在させたりコーティングしたりすれば更に耐久性を向上できる。

【0027】

ステンレス製のバルブ本体部72は、大径部72aおよび小径部72bを備えた段付き円柱状の部材であって、その大径部72aおよび小径部72bの外周面が、それぞれシール部材82, 83を介して後部カバー18の円形断面の支持面18a, 18bに軸線L方向に摺動自在に嵌合し、バルブ本体部72の外周面に植設したピン84が後部カバー18に軸線L方向に形成した切欠18cに嵌合することで回転方向に位置決めされる。後部カバー18に軸線Lを囲むように複数

個のプリロードスプリング85…が支持されており、これらプリロードスプリング85…に大径部72aおよび小径部72b間の段部72cを押圧されたバルブ本体部72は、固定側バルブプレート73および可動側バルブプレート74の摺動面77を密着させるべく前方に向けて付勢される。

【0028】

バルブ本体部72の後面に接続された蒸気供給パイプ86は、バルブ本体部72の内部に形成した第1蒸気通路P1と、固定側バルブプレート73に形成した第2蒸気通路P2とを介して摺動面77に連通する。またケーシング本体12および後部カバー18とロータ22との間にはシール部材87でシールされた蒸気排出室88が形成されており、この蒸気排出室88はバルブ本体部72の内部に形成した第6、第7蒸気通路P6、P7と、固定側バルブプレート73に形成した第5蒸気通路P5とを介して摺動面77に連通する。バルブ本体部72と固定側バルブプレート73との合わせ面には、第1、第2蒸気通路P1、P2の接続部を囲むシール部材89と、第5、第6蒸気通路P5、P6の接続部を囲むシール部材90とが設けられる。

【0029】

軸線Lを囲むように等間隔で配置された5個の第3蒸気通路P3…が可動側バルブプレート74を貫通しており、軸線Lを囲むようにロータ22に形成された5個の第4蒸気通路P4…の両端が、それぞれ前記第3蒸気通路P3…および前記膨張室43…に連通する。第2蒸気通路P2の摺動面77に開口する部分は円形であるのに対し、第5蒸気通路P5の摺動面77に開口する部分は軸線Lを中心とする円弧状に形成される。

【0030】

次に、上記構成を備えた本実施例の膨張機Mの作用を説明する。

【0031】

蒸発器で水を加熱して発生した高温高圧蒸気は蒸気供給パイプ86からロータリバルブ71のバルブ本体部72に形成した第1蒸気通路P1と、このバルブ本体部72と一体の固定側バルブプレート73に形成した第2蒸気通路P2とを経て、可動側バルブプレート74との摺動面77に達する。そして摺動面77に開

口する第2蒸気通路P2はロータ22と一緒に回転する可動側バルブプレート74に形成した対応する第3蒸気通路P3に所定の吸気期間において瞬間に連通し、高温高圧蒸気は第3蒸気通路P3からロータ22に形成した第4蒸気通路P4を経てシリンダスリーブ41内の膨張室43に供給される。

【0032】

ロータ22の回転に伴って第2蒸気通路P2および第3蒸気通路P3の連通が絶たれた後も膨張室43内で高温高圧蒸気が膨張することで、シリンダスリーブ41に嵌合するピストン42が上死点から下死点に向けて前方に押し出され、その前端のエンド部61の球状凸部61aが斜板31の球状凹部31aを押圧する。その結果、ピストン42が斜板31から受ける反力でロータ22に回転トルクが与えられる。そしてロータ22が5分の1回転する毎に、相隣り合う新たな膨張室43内に高温高圧蒸気が供給されてロータ22が連続的に回転駆動される。

【0033】

ロータ22の回転に伴って下死点に達したピストン42が斜板31に押圧されて上死点に向かって後退する間に、膨張室43から押し出された低温低圧蒸気は、ロータ22の第4蒸気通路P4と、可動側バルブプレート74の第3蒸気通路P3と、摺動面77と、固定側バルブプレート73の円弧状の第5蒸気通路P5と、バルブ本体部72の第6、第7蒸気通路P6、P7とを経て蒸気排出室88に排出され、そこから凝縮器に供給される。

【0034】

さて、ロータ22の軸線Lに対して斜板31の軸線L1が傾斜していることと、ピストン42の球状凸部61aと斜板31の球状凹部61aとの接点pの軌跡（接点軌跡T）は橒円状になる。図16は、ロータ22の軸線Lに対して斜板31の軸線L1がオフセットされていないと仮定した場合を示しており、この場合には、図中右半分の膨張行程側と左半分の排気行程側とで接点軌跡Tの形状は左右対称となる。そして膨張行程の中間位置および排気行程の中間位置では、ピストン42の球状凸部61aと斜板31の球状凹部31aとの接点pは、共に球状凹部61aの軸線L3から内側にずれている。

【0035】

特に、膨張行程では高温高圧蒸気によって駆動されたピストン42の球状凸部61aが斜板31の球状凹部31aに強く押し付けられるため、球状凸部61aと球状凹部31aとの接点pがピストン42の軸線L2あるいは球状凹部61aの軸線L3から偏心していると、ピストン42に曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重が作用してしまい、ピストン42およびシリンダスリープ41の摺動面の摩擦抵抗が増加したり異常摩耗が発生したりする問題がある。

【0036】

しかしながら本実施例では、図15に示すように、ロータ22の軸線Lに対して斜板31の軸線L1が排気行程側（図中左側）にオフセットされているため、接点軌跡Tは逆に膨張行程側（図中右側）にオフセットされることになり、膨張行程の中間位置においてピストン42の球状凸部61aと斜板31の球状凹部31aとの接点pを、ピストン42の軸線L2および球状凹部61aの軸線L3に合致させることができるとなる。その結果、ピストン42は斜板31から該ピストン42の軸線L2に沿う方向の荷重を受けることになり、ピストン42に作用する曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重を軽減して摩擦抵抗の増加や異常摩耗の発生を防止することができる。このとき、ピストン42から斜板31が受ける偏荷重も減少するので、斜板31やそれを斜板ホルダ28に支持するアンギュラボールベアリング30の耐久性向上にも寄与することができる。

【0037】

尚、本実施例の如くロータ22の軸線Lに対して斜板31の軸線L1を排気行程側にオフセットすると、膨張行程の中間位置において球状凸部61aと球状凹部31aとの接点pをシリンダ42の軸線L2および球状凹部61aの軸線L3に合致させることができるが、排気行程の中間位置において球状凸部61aと球状凹部31aとの接点pがシリンダ42の軸線L2および球状凹部61aの軸線L3から大きく離れてしまう（図15参照）。しかしながら、排気行程ではピストン42に加わる負荷がもともと小さいため、それに伴う曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重は微小なものとなって特に支障はない。

【0038】

図17において、横軸はピストン42の上死点から測ったロータ22の回転角

度であり、縦軸は斜板3 1からの反力荷重によってピストン4 2に作用する曲げ応力である。同図から明らかなように、ピストン4 2の速度が大きくなる領域（上死点からの角度が60°～140°の領域）では、つまりピストン4 2およびシリンダスリーブ4 1間の潤滑条件が最も厳しくなる領域では、実線で示すオフセット有りのものの曲げ応力が、破線で示すオフセット無しのものの曲げ応力よりも小さくなっている、本実施例の効果が有効に発揮されていることが分かる。

【0039】

尚、上死点直後の0°～60°の領域では、逆に実線で示すオフセット有りのものの曲げ応力が、破線で示すオフセット無しのものの曲げ応力より大きくなっているが、この領域ではピストン4 2の速度が比較的に小さいために潤滑条件が緩やかであり、実用上支障が発生することはない。

【0040】

またロータ2 2の回転に伴って出力軸3 2に設けたオイルポンプ4 9が作動し、オイルパン2 1からオイルパイプ5 2、前部カバー1 5のオイル通路1 5 b、吸入ポート5 3を経て吸入されたオイルが吐出ポート5 4から吐出され、前部カバー1 5のオイル通路1 5 c、出力軸3 2のオイル通路3 2 a、出力軸3 2の環状溝3 2 b、出力軸3 2のオイル孔3 2 c…、シリンダスリーブ4 1の環状溝4 1 bおよびシリンダスリーブ4 1のオイル孔4 1 c…を経て、ピストン4 2の中間部6 2に形成した小径部6 2 bとシリンダスリーブ4 1との間に供給される。そして前記小径部6 2 bに保持されたオイルの一部は、ピストン4 2の中間部6 2に形成した螺旋状のオイル溝6 2 d…に流れてシリンダスリーブ4 1との摺動面を潤滑し、また前記オイルの他の一部はピストン4 2のトップ部6 3に設けた圧縮リング6 6，6 6およびオイルリング6 7とシリンダスリーブ4 1との摺動面を潤滑する。

【0041】

供給された高温高圧蒸気の一部が凝縮した水が内部に生じた膨張室4 3からシリンダスリーブ4 1およびピストン4 2の摺動面に浸入してオイルに混入することは避けられず、そのために前記摺動面の潤滑条件は厳しいものとなるが、必要量のオイルをオイルポンプ4 9から出力軸3 2の内部を通してシリンダスリーブ

4 1 およびピストン4 2 の摺動面に直接供給することで、充分な油膜を維持して潤滑性能を確保するとともにオイルポンプ4 9 の小型化を図ることができる。

【0042】

シリンドラスリーブ4 1 およびピストン4 2 の摺動面からオイルリング6 7 によって掻き取られたオイルは、オイルリング溝6 3 b の底部に形成したオイル孔6 3 c …からピストン4 2 の内部の中空空間6 2 a に流入する。前記中空空間6 2 a はピストン4 2 の中間部6 2 を貫通する複数のオイル孔6 2 c …を介してシリンドラスリーブ4 1 の内部に連通しており、かつシリンドラスリーブ4 1 の内部は複数のオイル孔4 1 c …を介して該シリンドラスリーブ4 1 の外周の環状溝4 1 b に連通している。環状溝4 1 b の周囲はロータ2 2 の中央のスリーブ支持フランジ3 4 によって覆われているが、スリーブ支持フランジ3 4 にはオイル孔3 4 b が形成されているため、ピストン4 2 の中空空間6 2 a 内のオイルは遠心力で半径方向外側に付勢され、スリーブ支持フランジ3 4 のオイル孔3 4 b を通して断熱カバー4 0 内の空間6 8 に排出され、そこから断熱カバー4 0 のオイル孔4 0 a …を通してオイルパン2 1 に戻される。その際に、前記オイル孔3 4 b はスリーブ支持フランジ3 4 の半径方向外端よりも軸線L寄りに偏倚した位置にあるため、そのオイル孔3 4 b よりも半径方向外側にあるオイルは遠心力でピストン4 2 の中空空間6 2 a に保持される。

【0043】

このように、ピストン4 2 の内部の中空空間6 2 a に保持されたオイルとピストン4 2 の外周の小径部6 2 b とに保持されたオイルとは、膨張室4 3 の容積が増加する膨張行程において前記小径部6 2 b からトップ部6 3 側に供給され、また膨張室4 3 の容積が減少する排気行程において前記小径部6 2 b からエンド部6 1 側に供給されるため、ピストン4 2 の軸方向全域を確実に潤滑することができる。またピストン4 2 の中空空間6 2 a の内部でオイルが流動することで、高温高圧蒸気に晒されるトップ部6 3 の熱を低温のエンド部6 1 に伝えてピストン4 2 の温度が局部的に上昇するのを回避することができる。

【0044】

第4蒸気通路P 4 から高温高圧蒸気が膨張室4 3 に供給されたとき、膨張室4

3に臨むピストン42のトップ部63と中間部62との間には断熱空間65が形成されており、また膨張室43に臨むロータヘッド38にも断熱空間70が形成されているため、膨張室43からピストン42およびロータヘッド38への熱逃げを最小限に抑えて膨張機Mの性能向上に寄与することができる。またピストン42の内部に大容積の中空空間62aを形成したので、ピストン42の重量を低減することができるだけでなく、ピストン42の熱マスを減少させて膨張室43からの熱逃げを更に効果的に低減することができる。

【0045】

後側のスリーブ支持フランジ35とロータヘッド38との間にメタルガスケット36を介在させて膨張室43をシールしたので、肉厚の大きい環状のシール部材を介して膨張室43をシールする場合に比べて、シールまわりの無駄ボリュームを減らすことができ、これにより膨張機Mの容積比（膨張比）を大きく確保し、熱効率を高めて出力の向上を図ることができる。またシリングダスリーブ41をロータ22と別体で構成したので、ロータ22の材質に制約されずに熱伝導性、耐熱性、強度、耐摩耗性等を考慮してシリングダスリーブ41の材質を選択することができ、しかも摩耗・損傷したシリングダスリーブ41だけを交換することができるので経済的である。

【0046】

またロータ22の外周面に円周方向に形成した2個の切欠57、58からシリングダスリーブ41の外周面が露出するので、ロータ22の重量を軽減できるだけでなく、ロータ22の熱マスを減少させて熱効率の向上を図ることができ、しかも前記切欠57、58を断熱空間として機能させることでシリングダスリーブ41からの熱逃げを抑制することができる。更に、ロータ22の外周部を断熱カバー40で覆ったので、シリングダスリーブ41からの熱逃げを一層効果的に抑制することができる。

【0047】

ロータリバルブ71は固定側バルブプレート73および可動側バルブプレート74間の平坦な摺動面77を介してアキシャルピストンシリングダ群56に蒸気を供給・排出するので、蒸気のリークを効果的に防止することができる。なぜなら

ば、平坦な摺動面77は高精度の加工が容易なため、円筒状の摺動面に比べてクリアランスの管理が容易であるからである。しかも複数本のプリロードスプリング85…でバルブ本体部72にプリセット荷重を与えて固定側バルブプレート73および可動側バルブプレート74の摺動面77に面圧を発生させて、摺動面77からの蒸気のリークを一層効果的に抑制することができる。

【0048】

またロータリバルブ71のバルブ本体部72が熱膨張係数の大きいステンレス製であり、このバルブ本体72に固定される固定側バルブプレート73が熱膨張係数の小さいカーボン製あるいはセラミックス製であるため、熱膨張係数の差によって両者間のセンタリングがずれる可能性があるが、固定リング79の内周の段部79aを固定側バルブプレート73の外周に圧入によりインロウ嵌合させ、かつ固定リング79の外周の段部79bをバルブ本体部72の外周にインロウ嵌合させた状態で、固定リング79を複数本のボルト80…でバルブ本体部72に固定したので、インロウ嵌合の調芯作用により固定側バルブプレート73をバルブ本体部72に対して精密にセンタリングし、蒸気の供給・排出タイミングのずれを防止して膨張機Mの性能低下を防止することができる。しかもボルト80…の締結力で固定側バルブプレート73とバルブ本体部72との当接面を均一に密着させ、その当接面からの蒸気の漏れを抑制することができる。

【0049】

更に、後部カバー18をケーシング本体12から取り外すだけで、ケーシング本体12に対してロータリバルブ71を着脱することができるので、修理、清掃、交換等のメンテナンス作業性が大幅に向向上する。また高温高压蒸気が通過するロータリバルブ71は高温になるが、オイルによる潤滑が必要な斜板31や出力軸32がロータ22を挟んでロータリバルブ71の反対側に配置されるので、高温となるロータリバルブ71の熱でオイルが加熱されて斜板31や出力軸32の潤滑性能が低下するのを防止することができる。またオイルはロータリバルブ71を冷却して過熱を防止する機能も發揮する。

【0050】

以上、本発明の実施例を説明したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種

々の設計変更を行うことが可能である。

【0051】

例えば、実施例ではランキンサイクル装置の膨張機Mを例示したが、本発明の膨張機Mは他の任意の用途に適用可能である。

【0052】

【発明の効果】

以上のように請求項1に記載された発明によれば、アキシャルピストンシリンダ群を備えた膨張機の斜板の球状凹部とピストンの球状凸部との接点軌跡を、アキシャルピストンシリンダ群の膨張行程側にオフセットしたので、ピストンの速度が大きくなり、かつピストンと斜板との接点の面圧が大きくなる膨張行程の中間領域で、斜板の球状凹部とピストンの球状凸部との接点の位置を球状凹部の軸線およびピストンの軸線にできるだけ接近させ、ピストンに作用する曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重を軽減して摺動抵抗の増加や異常摩耗の発生を最小限に抑えることができる。

【0053】

また請求項2に記載された発明によれば、斜板の軸線をロータの軸線に対してアキシャルピストンシリンダ群の排気行程側にオフセットするだけの簡単な構成で、斜板の球状凹部とピストンの球状凸部との接点軌跡をアキシャルピストンシリンダ群の膨張行程側にオフセットすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

膨張機の縦断面図

【図2】

図1の2-2線断面図

【図3】

図1の3-3線矢視図

【図4】

図1の4部拡大図

【図5】

図1の5部拡大図

【図6】

ロータの分解斜視図

【図7】

図4の7-7線断面図

【図8】

図4の8-8線断面図

【図9】

図4の9部拡大図

【図10】

図5の10-10線断面図

【図11】

図5の11-11線断面図

【図12】

図5の12-12線断面図

【図13】

図5の13-13線断面図

【図14】

図4の14-14線矢視図

【図15】

作用説明図（オフセット有りの場合）

【図16】

作用説明図（オフセット無しの場合）

【図17】

オフセットの効果を説明するグラフ

【符号の説明】

1 1 ケーシング

2 2 ロータ

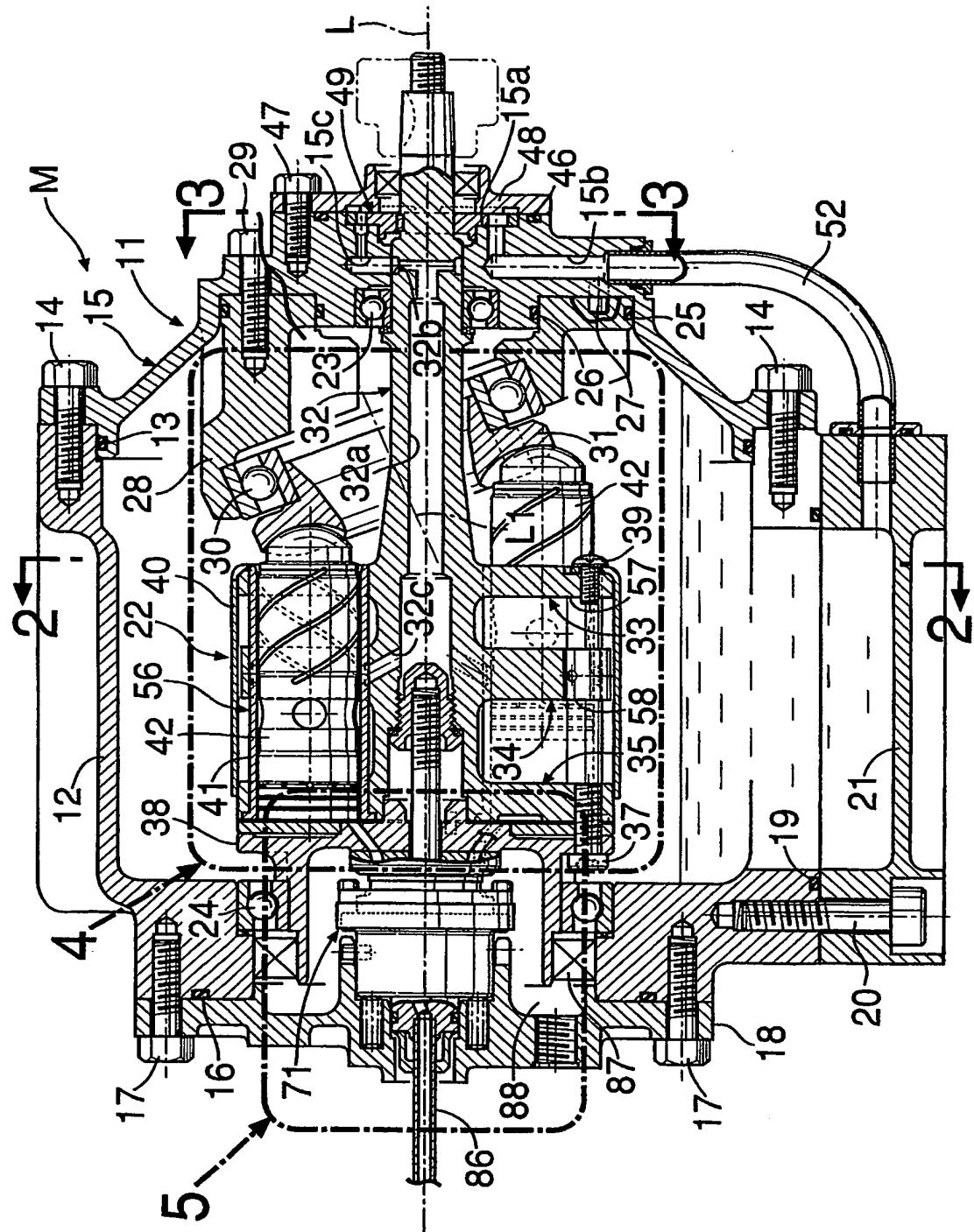
3 1 斜板

3 1 a 球状凹部
4 1 シリンダスリーブ
4 2 ピストン
4 3 膨張室
5 6 アキシャルピストンシリング群
6 1 a 球状凸部
7 1 ロータリバルブ
L ロータの軸線
L 1 斜板の軸線
T 接点軌跡

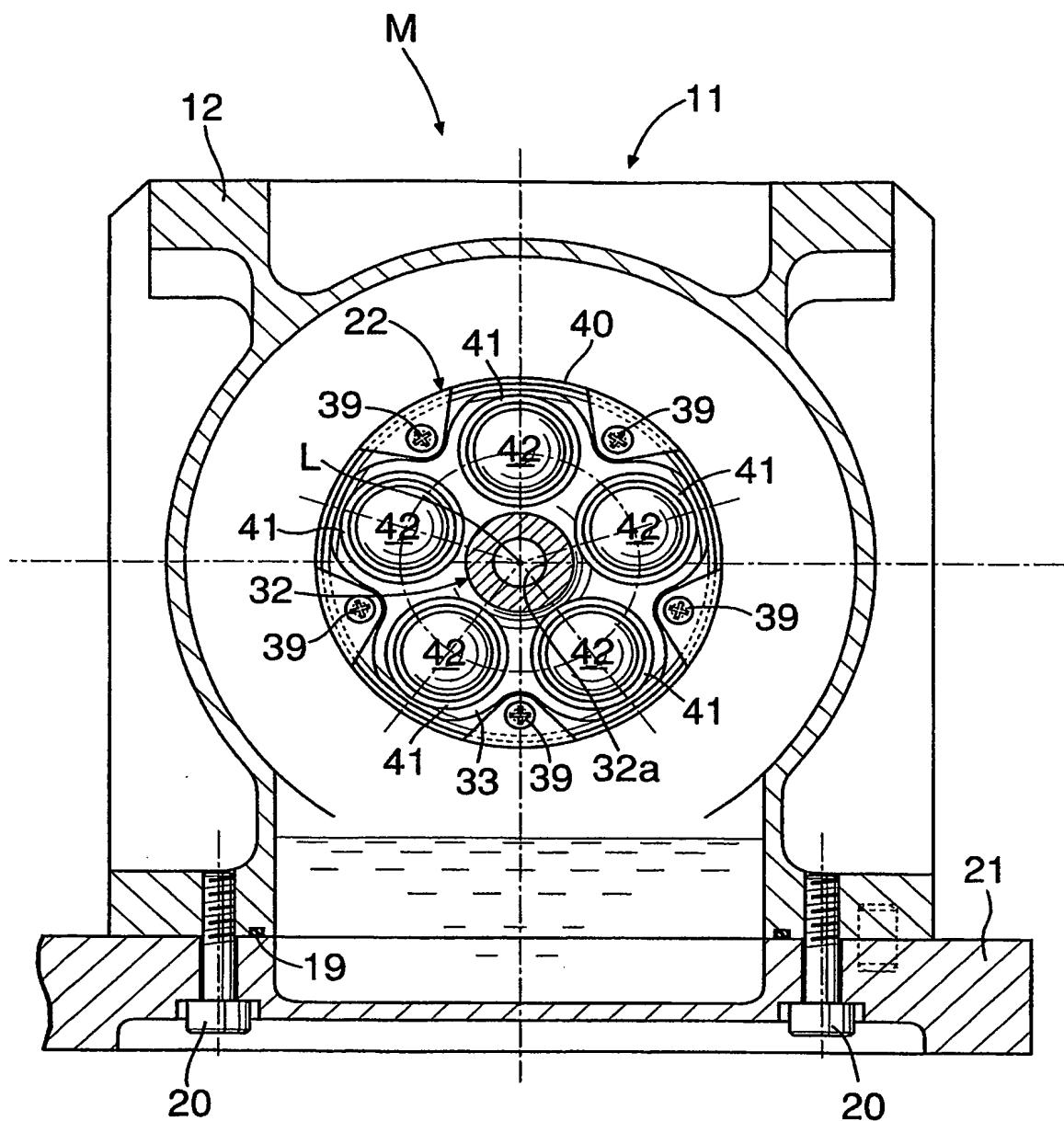
【書類名】

図面

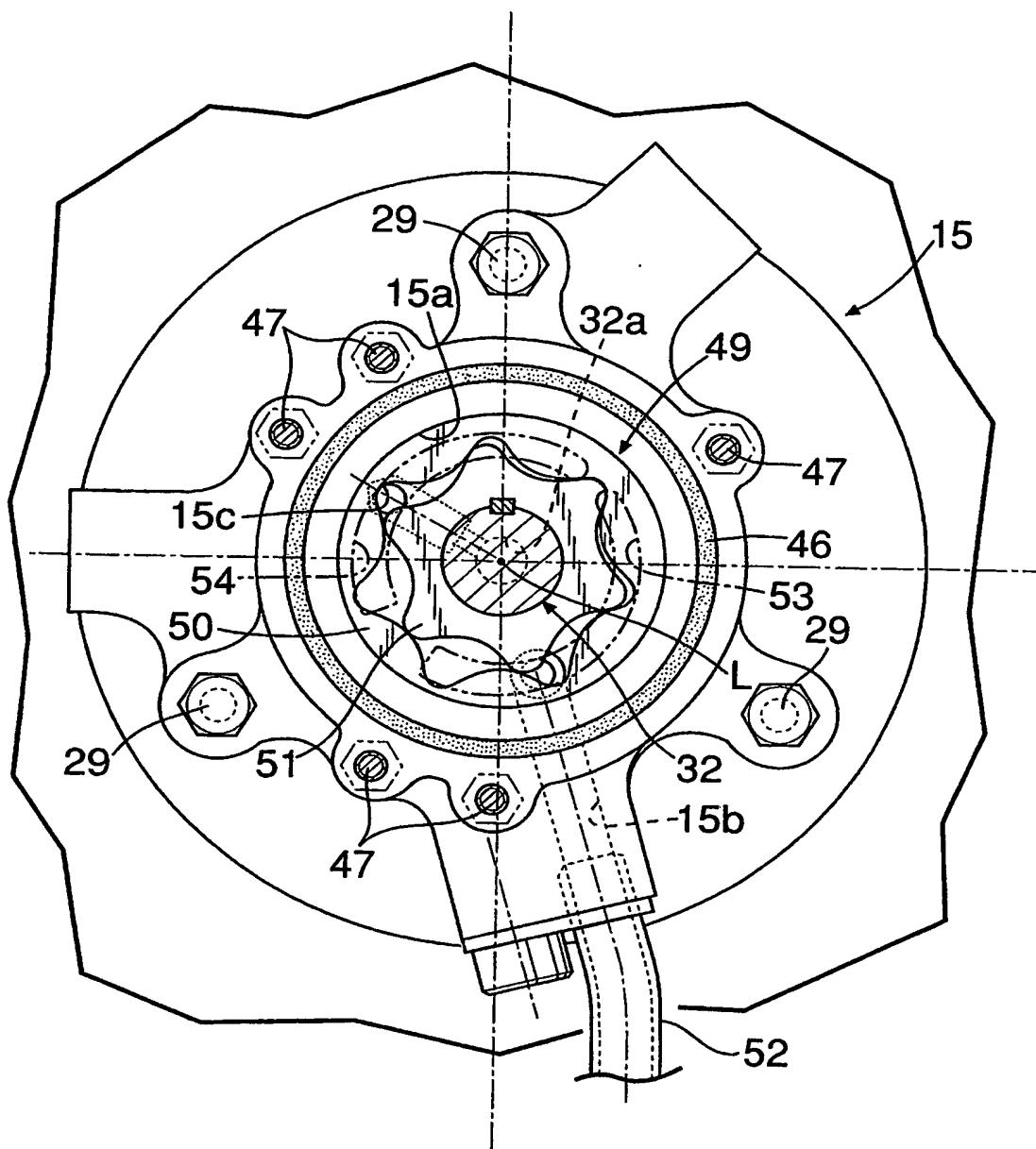
【図 1】



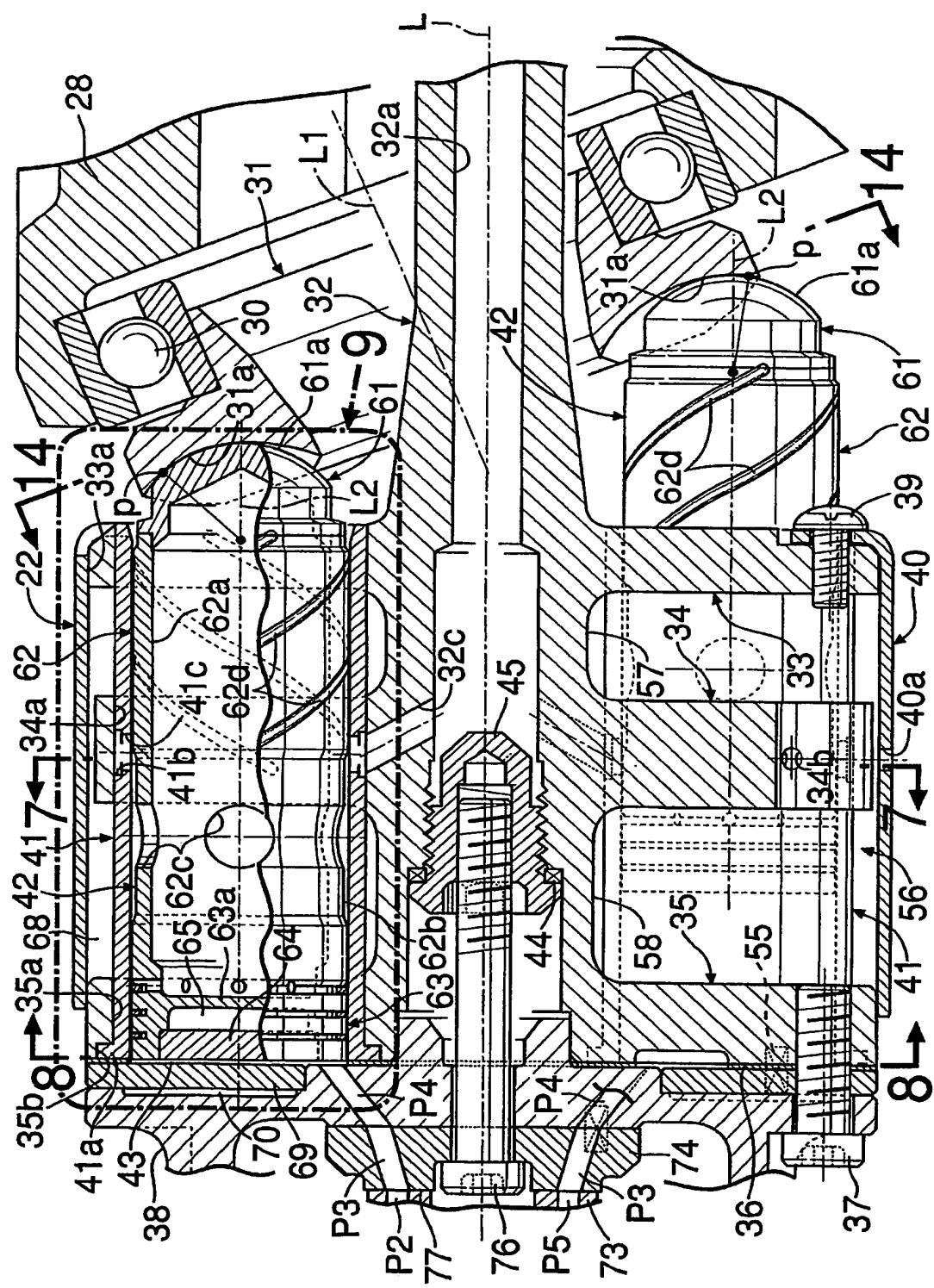
【図2】



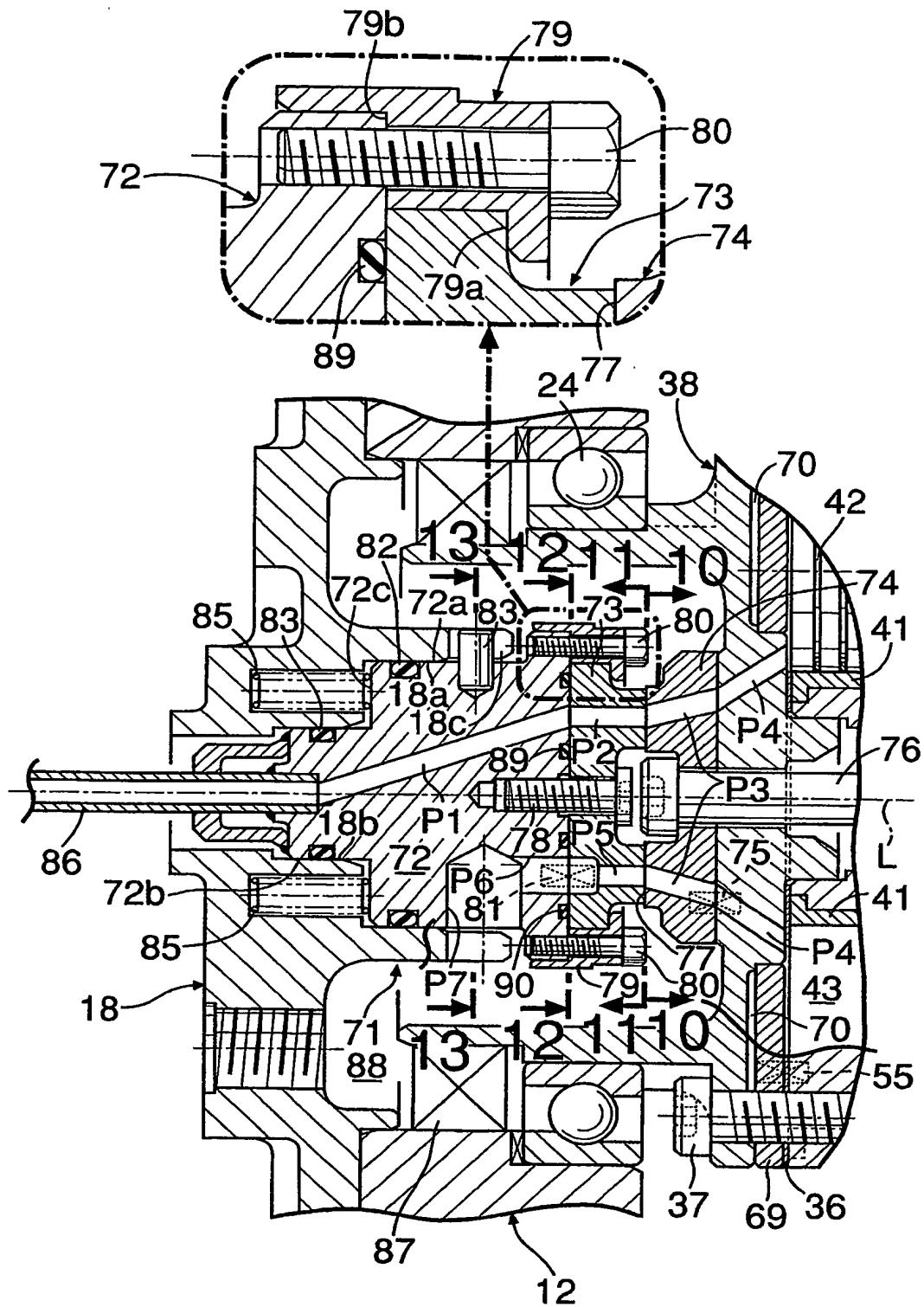
【図3】



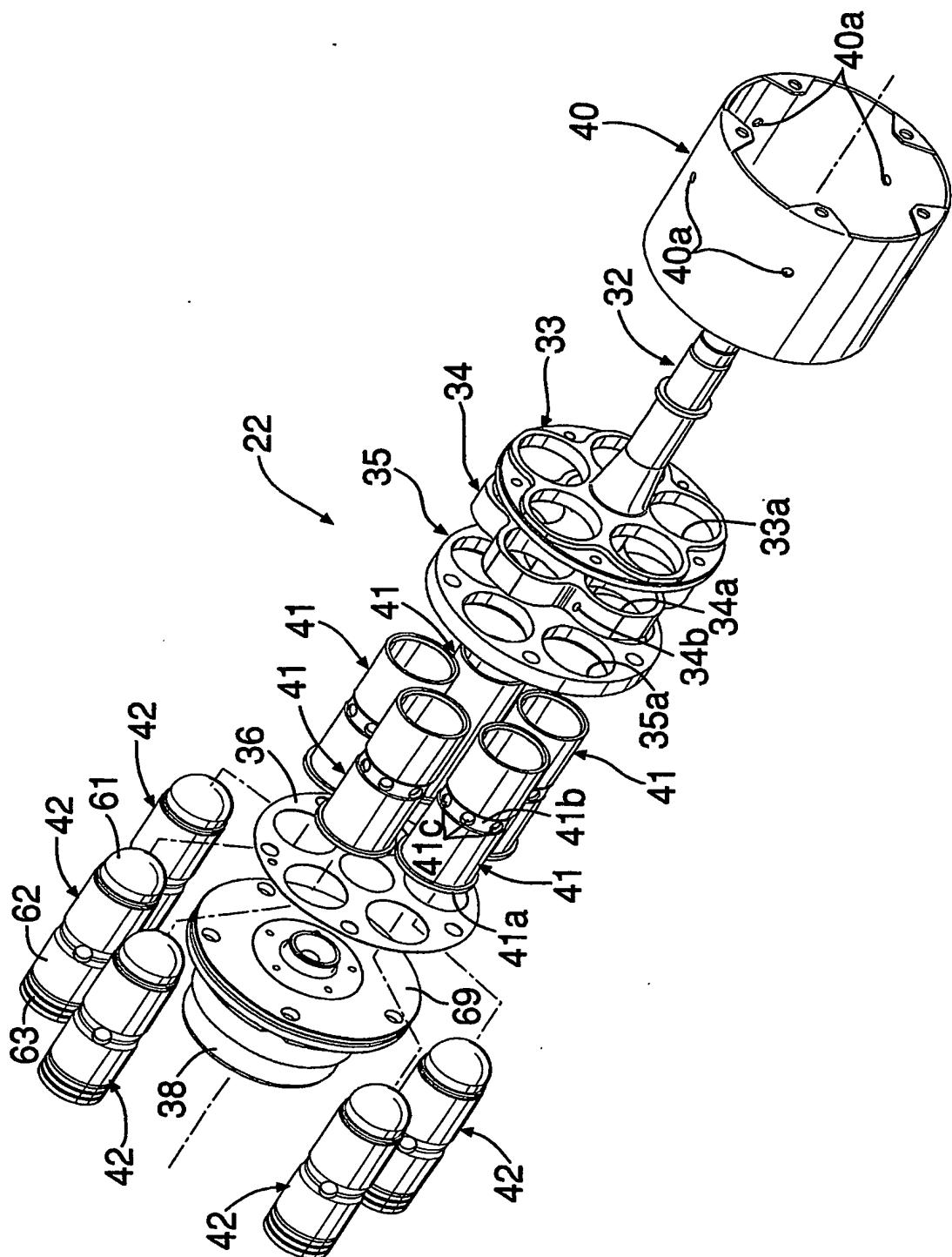
【図4】



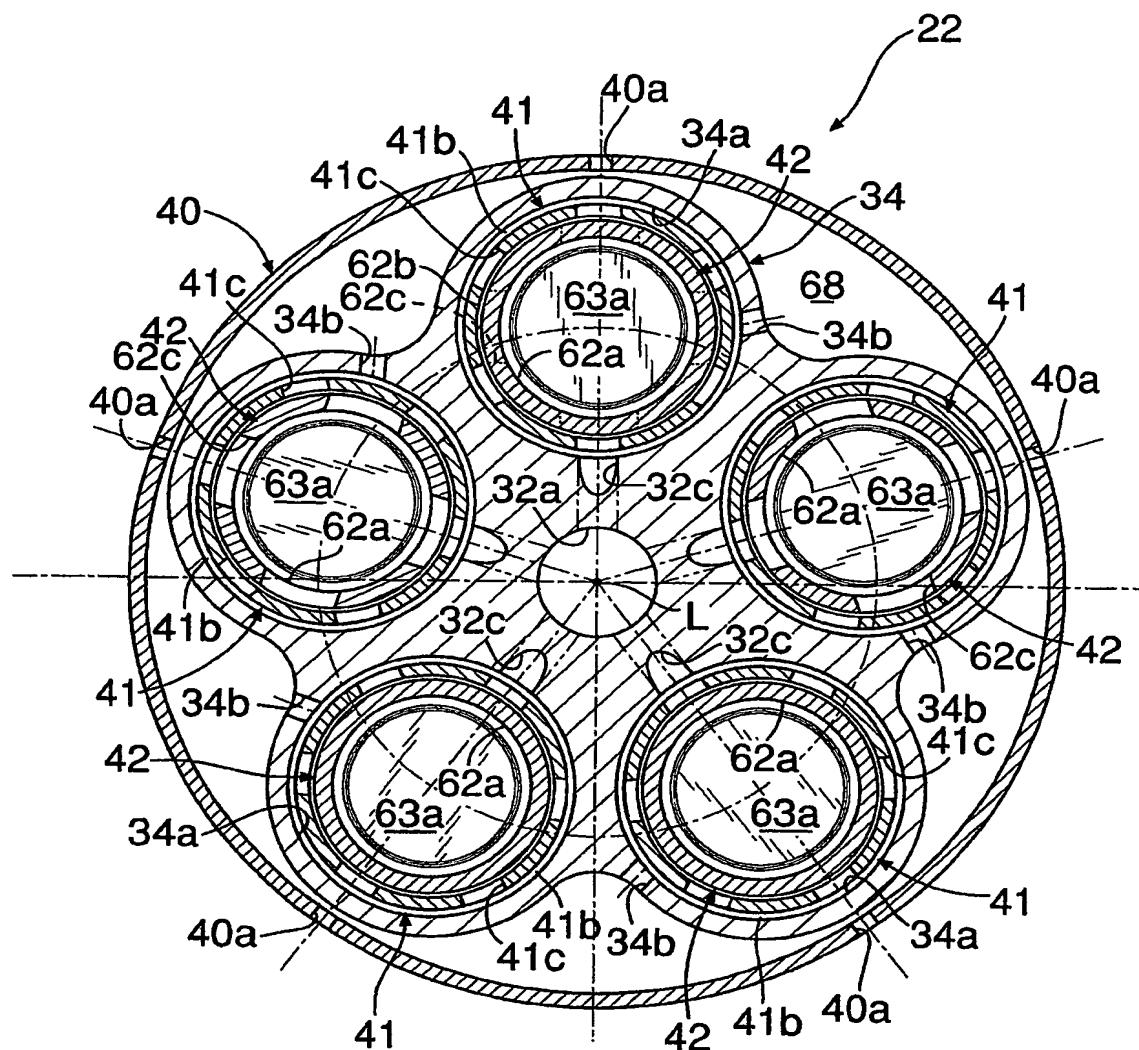
【図5】



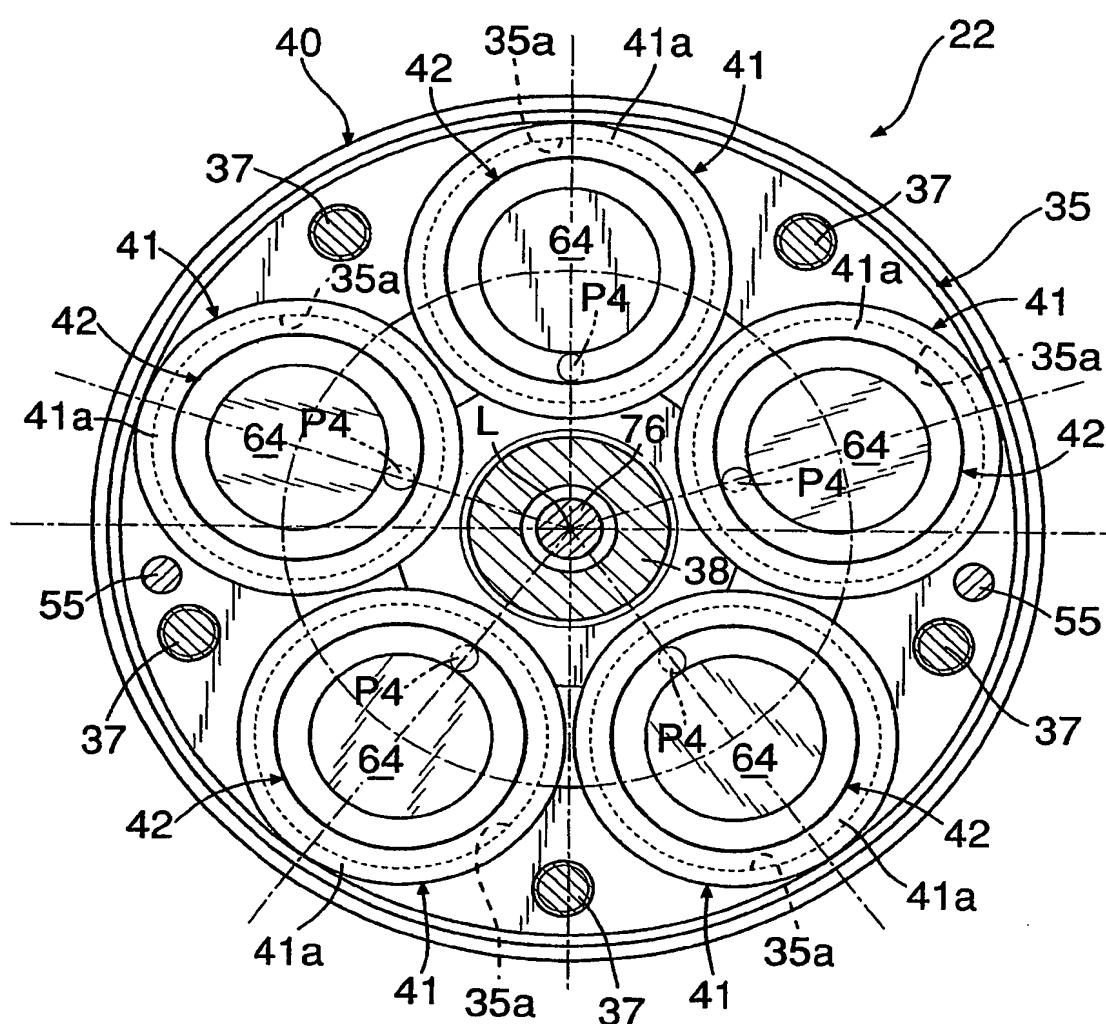
【図6】



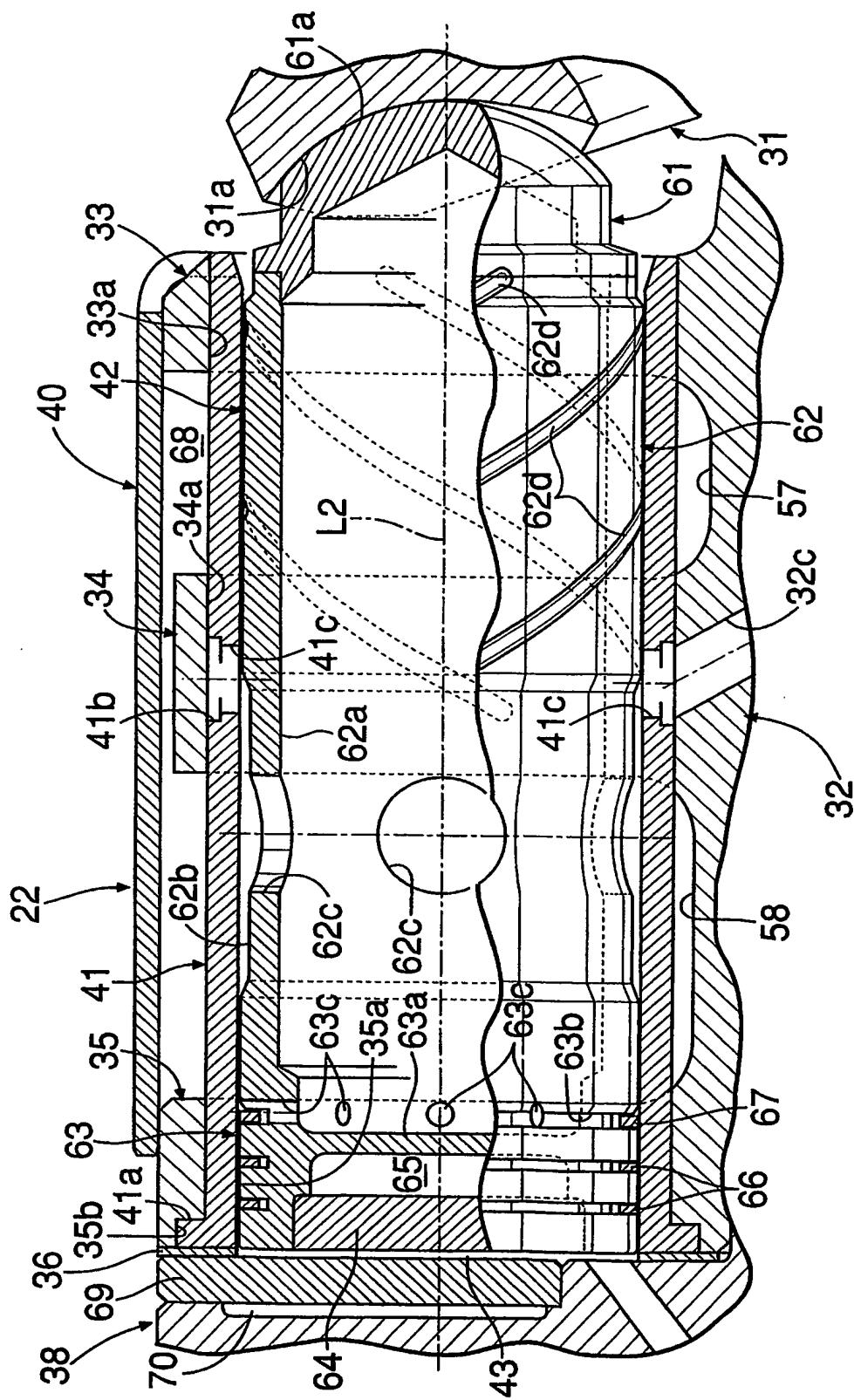
【図7】



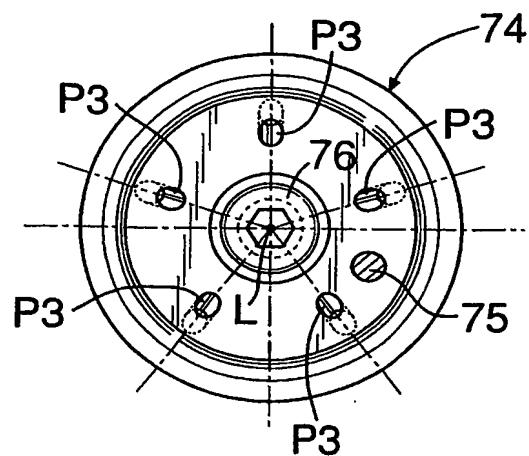
【図8】



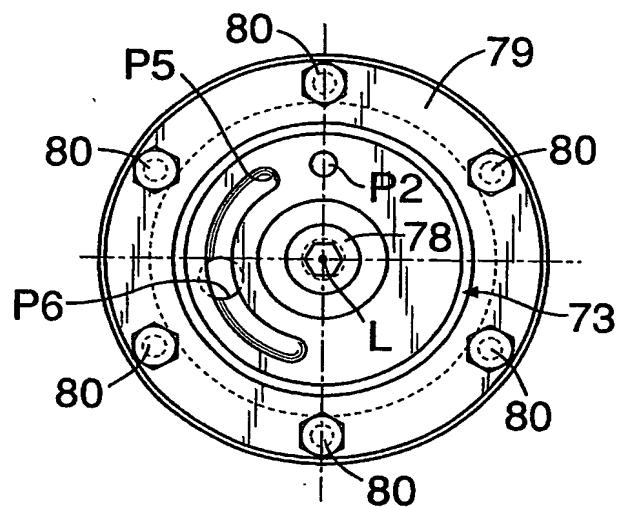
【図9】



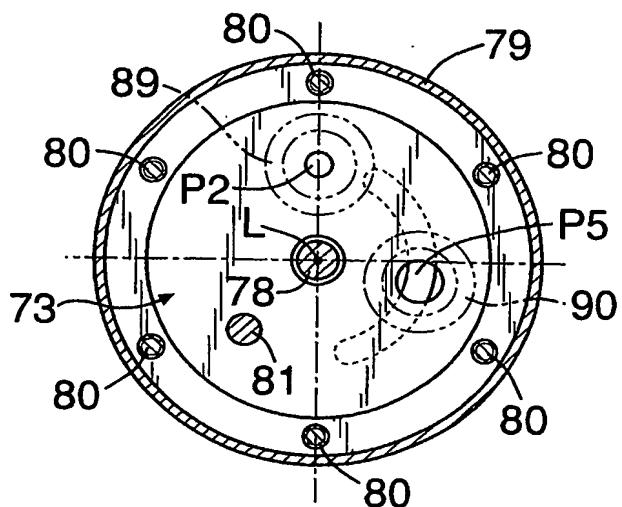
【図10】



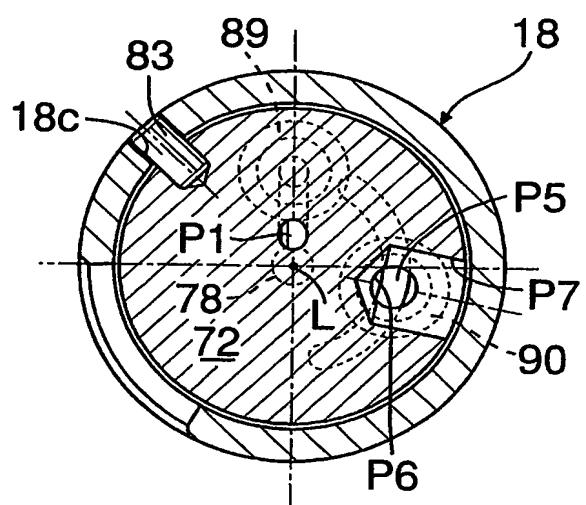
【図11】



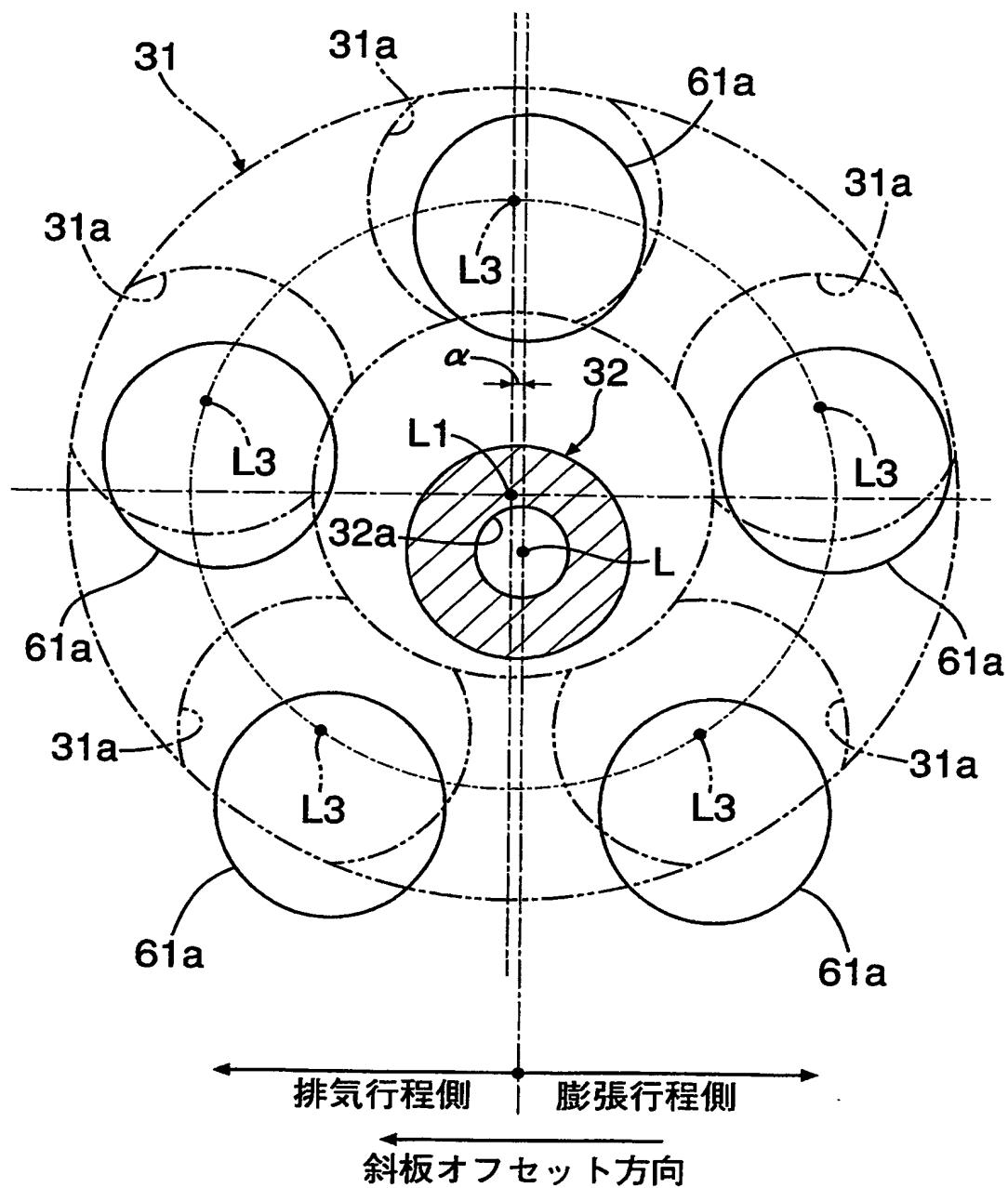
【図12】



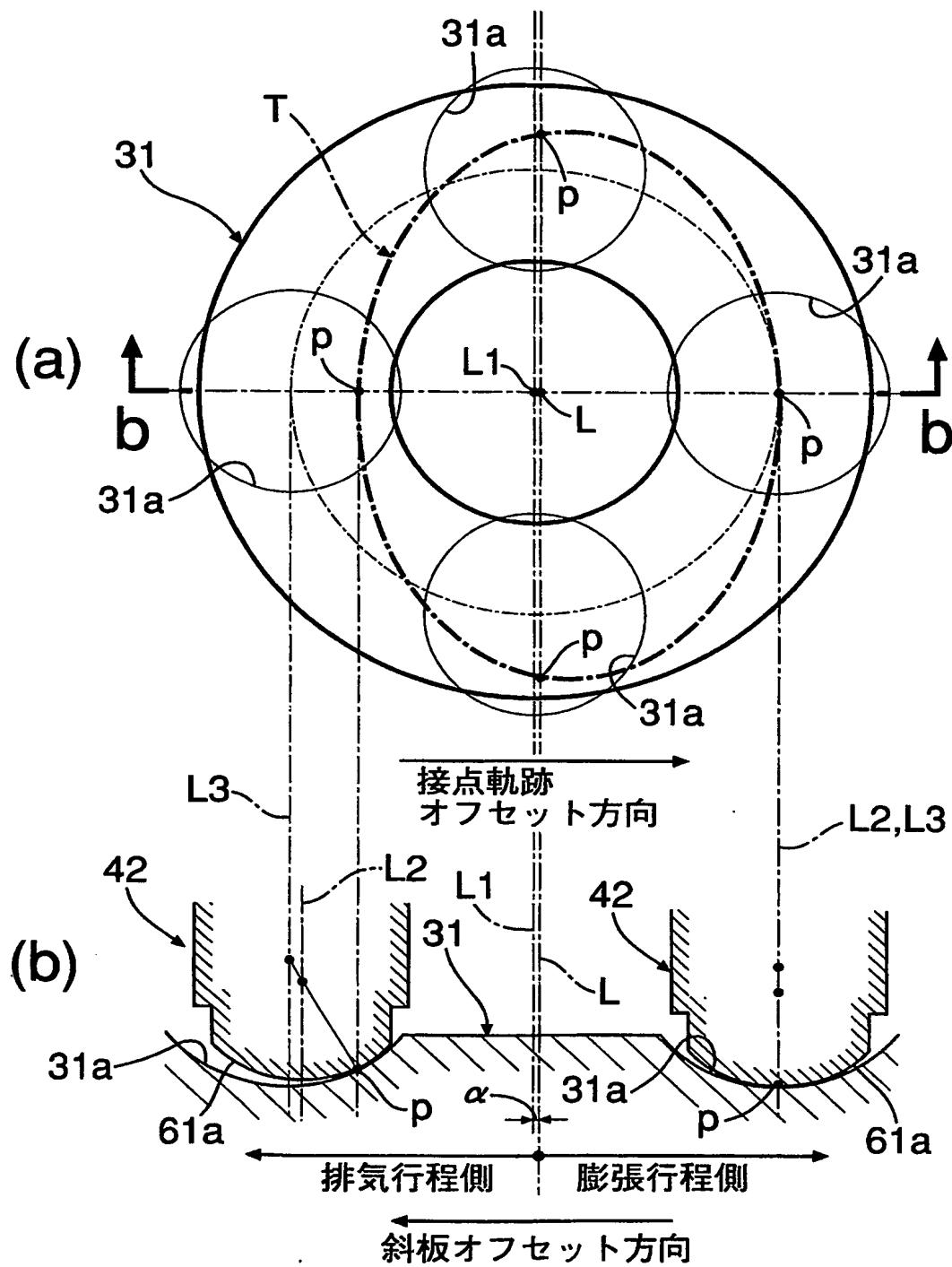
【図13】



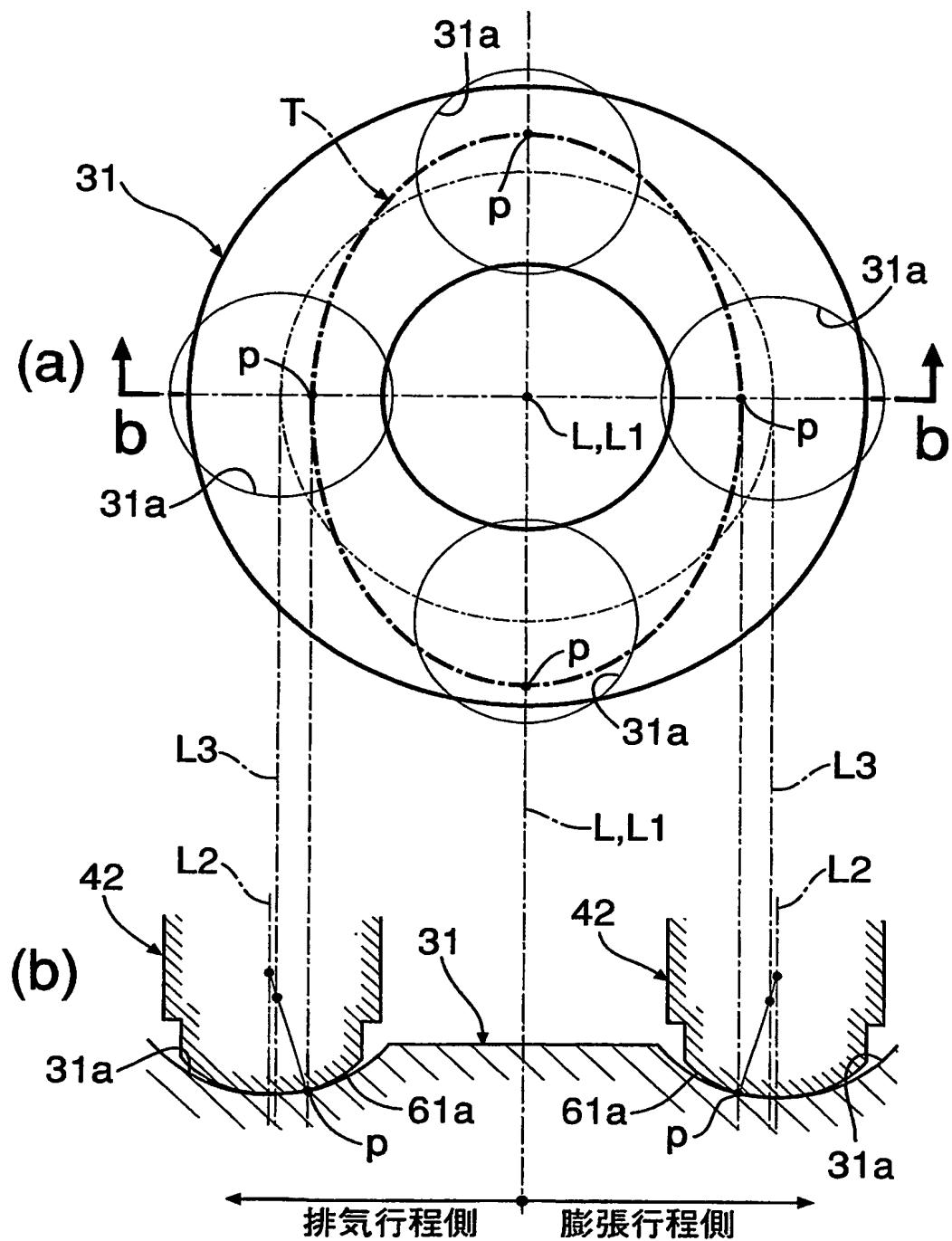
【図14】



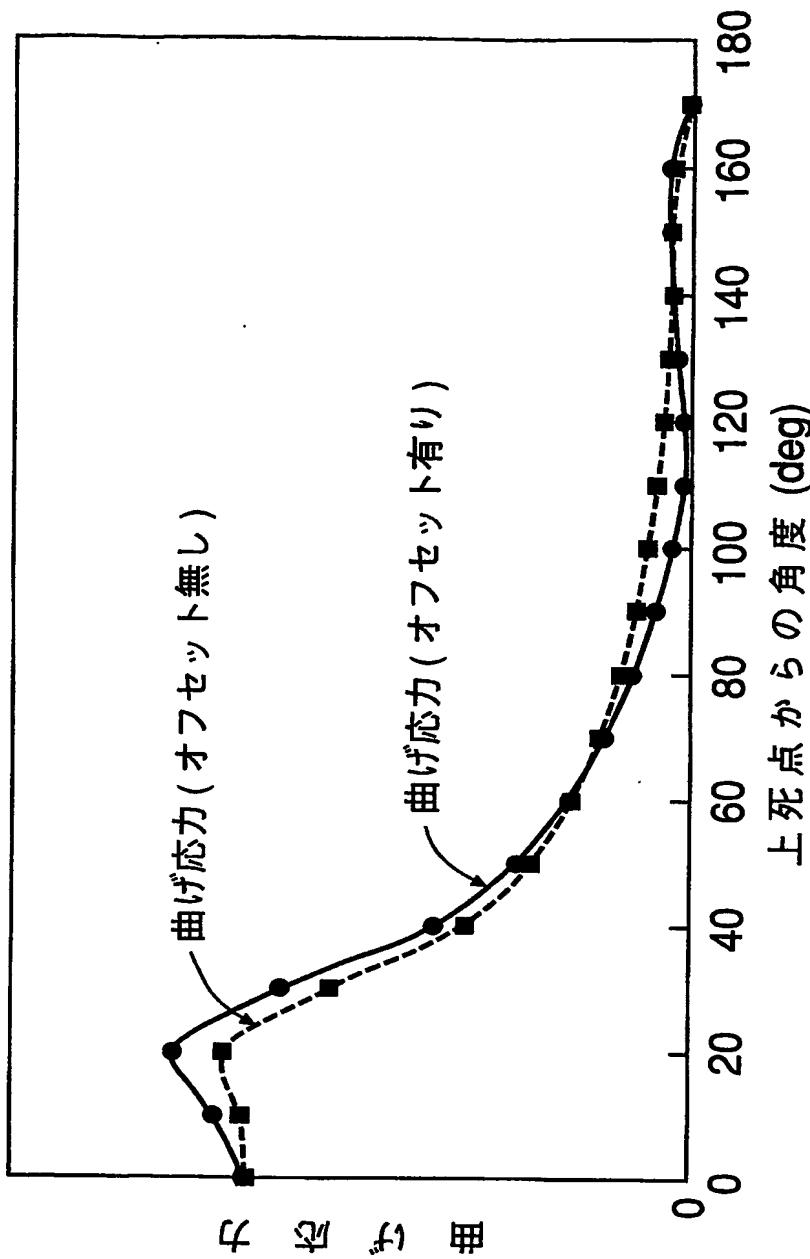
【図15】

オフセット有り

【図16】

オフセット無し

【図17】

ピストンの曲げ応力特性

【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 膨張機のピストンが斜板から受ける曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重を低減して摺動抵抗の増加や異常摩耗の発生を最小限に抑える。

【解決手段】 アキシャルピストンシリンダ群のピストン42の先端に形成した球状凸部61aを、斜板31に形成した球状凹部31aに当接させ、球状凹部31aと球状凸部61aとが接する接点pの楕円状の接点軌跡Tを、アキシャルピストンシリンダ群の膨張行程側にオフセットする。これにより、ピストン42の速度が大きくなり、かつ前記接点pの面圧が大きくなる膨張行程の中間領域において、該接点pの位置を球状凹部31aの軸線L3およびピストン42の軸線L2にできるだけ接近させ、ピストン42に作用する曲げモーメントやラジアル方向の偏荷重を軽減して摺動抵抗の増加や異常摩耗の発生を最小限に抑えることができる。

【選択図】 図15

特願2002-180855

出願人履歴情報

識別番号 [000005326]

1. 変更年月日 1990年 9月 6日

[変更理由] 新規登録

住所 東京都港区南青山二丁目1番1号

氏名 本田技研工業株式会社

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.